

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

УДК 629.083:621- 113

НАЗАРОВ В.І., инж., ХНАДУ**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ
АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Определена аналитическая зависимость и вид кривой, которая ограничивает зону безопасности водителя и пассажиров в горизонтальной плоскости легкового автомобиля, и закономерность ее изменения при эксплуатации.

Постановка проблеми. Велика частина легкових автомобілів, експлуатованих на дорогах України, мають гальмівні системи, не обладнані засобами контролю процесу гальмування. На деяких моделях легкових автомобілів були встановлені заводом-виготівником регулятори гальмівних сил, що мають механічний зв'язок з підвіскою, але за певний період експлуатації вони із-за зносу, як правило, або розрегулювались, або не діють взагалі. До того ж використовувані регулятори гальмівних сил працюють за різними законами регулювання гальмівних сил між осями автомобіля (обмежувачі, компенсатори), метою яких є збереження курсової стійкості руху при гальмуваннях. Введення в гальмівні контури автомобіля таких регуляторів призводить до значного зниження ефективності гальмування в порівнянні з електронними системами контролю процесу гальмування (АБС) [1]. Проте, устаткування гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, різними АБС в даний момент є технічно складно здійснимим завданням і тому економічно не доцільним.

Отже, установка під час експлуатації на легкових автомобілях, не обладнаних електронними системами контролю процесу гальмування, механічних регуляторів гальмівних сил, що мають прогресивну характеристику (що змінюють приводний тиск від реакції на колеса), високу функціональну стабільність і відносну дешевизну у виробництві, є економічно доцільною і технічно можливою, а також однією з умов забезпечення безпеки використання таких автомобілів на дорогах України.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Конструктивне ускладнення сучасних гідравлічних гальмівних систем легкових автомобілів пов'язане з прагненням задовольнити вимоги по надійності і безпеці руху. Причому, вимоги до ефективності гальмівних систем постійно зростають.

Розглядаючи процес руху легкового автомобіля на горизонтальних ділянках доріг без поперечного ухилу, як всередині міського циклу, так і поза ним, як розгін-гальмування, можна встановити, що для забезпечення безпеки руху важливу, а іноді і головну роль, відіграє його завершальна стадія - гальмування. При чому, самі гальмування складаються із службових і екстрених, в якому останні виконуються з найбільшою ефективністю.

Згідно з [2] при екстреному гальмуванні робочою системою автотранспортних засобів категорії М1 на горизонтальній ділянці дороги з рівним, сухим, чистим цементно- або асфальтобетонним покриттям при швидкості транспортного засобу на початку гальмування 40 км/год. значення гальмівного шляху і сталого уповільнення повинні складати відповідно не більше 14,7 м і не менше 7 м/с². При цьому вимогами справжніх Правил дорожнього руху при випробуваннях за визначенням ефективності гальмування встановлюється граничний кут розвороту автотранспортних засобів рівний 8°, при чому автомобіль не повинен займати смугу руху більше 3,5 м [3].

Виконання вказаних вимог залежить від можливостей гальмівної системи по

реалізації зчіпної ваги автомобіля при екстреному гальмуванні, а також стабільності її елементів. Проте ці вимоги торкаються тільки гальмівної системи легкового автомобіля, як виконавчого механізму, і не враховують вплив параметрів гальмування на стан водія і пасажирів, на яких здійснюють вплив вимушені механічні коливання (вібрації), що виникають в горизонтальній площині автомобіля, про що піде мова далі.

Залежність біологічної дії на організм людини частоти і амплітуди таких коливань різна. Згідно з [4] вони здійснюють небезпечну дію на організм людини, викликають різке стомлення, зміну нервової і серцево-судинної систем. Отже, для створення комфортних і безпечних умов водієві та пасажирам під час гальмування необхідно вагові, геометричні параметри автомобіля погоджувати з параметрами гальмування так, щоб понизити до мінімуму або уникнути взагалі резонансного явища. Тоді повинна існувати деяка область - зона безпеки, визначувана як поверхня, отримана обертанням відповідною кривою відносно осі, перпендикулярної даній площині, знаходячись в якій водій і пасажир почували б себе комфортно і безпечно. Проте аналітична залежність кривої, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів, при експлуатації на даний момент не відома і не досліджена.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою роботи є визначення аналітичної залежності й виду кривої, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів в горизонтальній площині легкового автомобіля, при екстреному гальмуванні.

Задачами дослідження є: на підставі створеної математичної моделі [5] руху легкового автомобіля при екстреному гальмуванні робочою системою отримати залежність, що описує зміну кута відхилення подовжньої осі автомобіля в горизонтальній площині; провести аналіз системи рівнянь для встановлення виду кривої та поверхні, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів.

Основний матеріал дослідження. Модельований рух легкового автомобіля в горизонтальній площині при екстреному гальмуванні робочою гальмівною системою розглядається на відміну від класичної схеми гальмування з припущенням, що центр мас (точка С) автомобіля і його миттєвий центр обертання (точка Р) не співпадають та не знаходяться в подовжній площині автомобіля (рис. 1).

Рівняння обертального руху автомобіля в горизонтальній площині відносно вертикальної осі Z, що проходить через миттєвий центр обертання - точку Р (см. рис. 1), при екстреному гальмуванні встановлено в [5]

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot [\beta \cdot K_1 + (1 - \beta) \cdot K_2 + K_3], \quad (1)$$

де K_1 , K_2 , K_3 - коефіцієнти, що зв'язують коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею, кути бічного уводу коліс і координати миттєвого центру обертання автомобіля з кутом відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку руху в початковий момент гальмування;

J_{zp} - момент інерції перетину автомобіля в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання (точка Р);

ω - кут відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку руху;

β - коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля;

M - маса автомобіля.

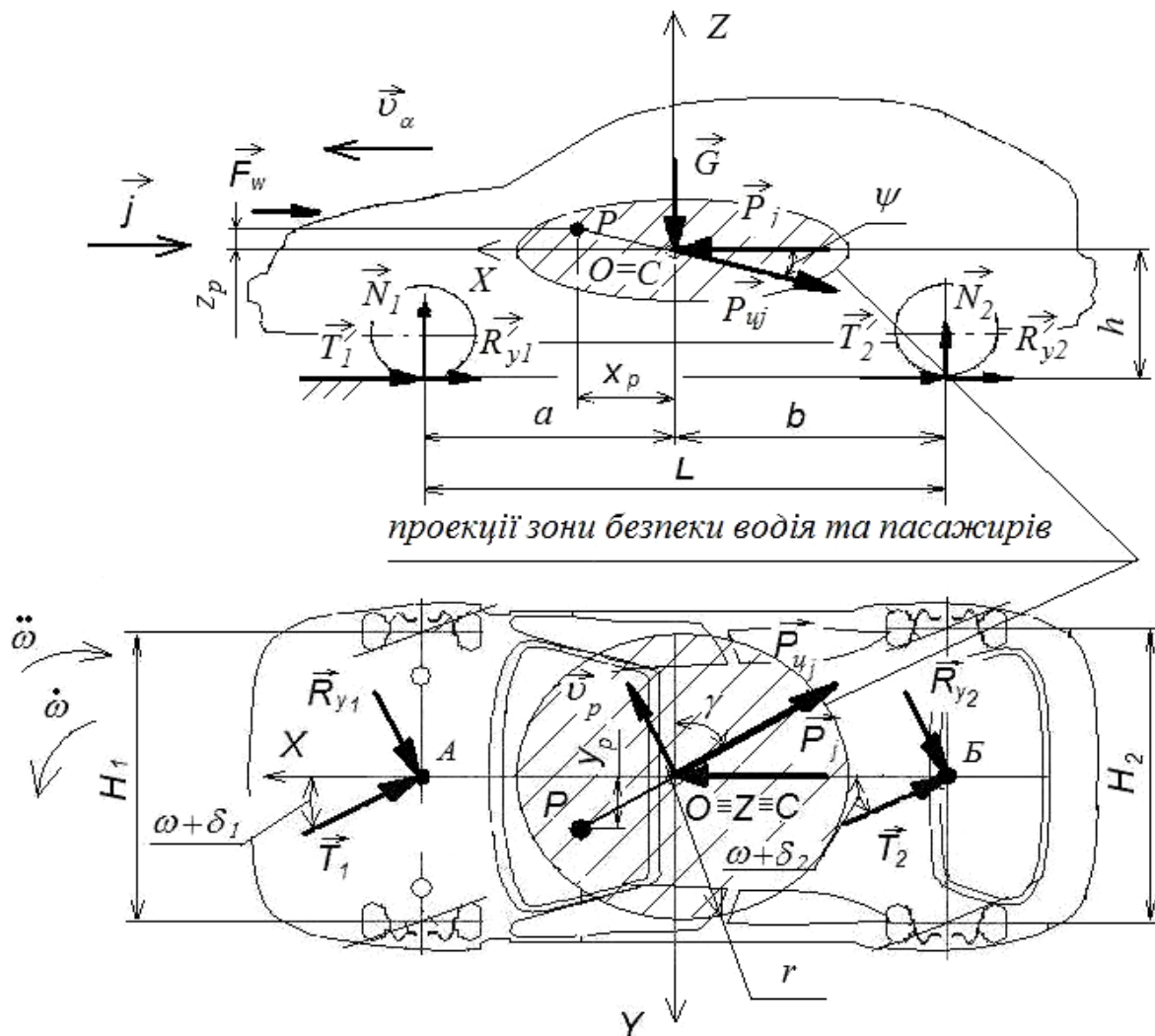


Рисунок 1 - Схема розташування зони безпеки

Аналіз рівняння (1) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від величини початкового кута відхилення, координат розташування центру мас і миттєвого центру обертання в горизонтальній площині, кутів бічного уводу коліс обох осей, моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання, коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, аеродинамічних показників, маси і початкової швидкості гальмування автомобіля. Оскільки змінними є: кут відхилення подовжньої осі автомобіля, координати розташування миттєвого центру обертання та коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, то для вирішення рівняння (1) необхідно мати ще чотири рівняння. Таким чином, слід отримати систему диференціальних рівнянь, рішенням якої буде шукана аналітична залежність кривої, обмежуючої зону безпеки водія і пасажирів.

Перше диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши суму моментів відносно точки А (див. рис. 1),

$$M_{Jzp} + P_{uj} \cdot a \cdot \cos \gamma \cdot \cos \psi + T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) \cdot L - R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2) \cdot L = 0, \quad (2)$$

де M_{Jzp} - момент інерції автомобіля в горизонтальній площині;

$$P_{uj} = M \cdot \frac{g_p^2}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}} - \text{відцентрова сила інерції, діюча на автомобіль при обертанні}$$

відносно точки Р;

$$T_2 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{a - \varphi \cdot h}{L} - \text{гальмівна сила, що реалізовується на задній осі}$$

автомобіля;

$$g_p = \frac{d\omega}{dt} \cdot \sqrt{x_p^2 + y_p^2} - \text{обертальна швидкість автомобіля навколо точки Р;}$$

$$\cos \gamma = \frac{y_p}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}} - \text{косинус кута між проекцією відцентрової сили інерції на}$$

площину XOY та її віссю Y;

$$\cos \psi = \frac{x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} - \text{косинус кута між напрямом відцентрової сили інерції і}$$

площиною XOY;

$$R_{y2} = M \cdot g \cdot f \frac{a - \varphi \cdot h}{L} - \text{бічна реакція, що реалізовується на задній осі}$$

автомобіля;

f - питома гальмівна сила, що реалізовується в бічному напрямі колеса;

φ - коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

h - висота розташування центру мас автомобіля;

L - подовжня база автомобіля;

y_p, x_p - координати миттєвого центру обертання автомобіля на горизонтальній проекції;

δ_1, δ_2 - кути уводу коліс відповідно на передній і задній осі.

Після підстановки вище поданих залежностей в рівняння (2) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} + \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{M}{J_{zp}} \cdot \frac{a \cdot y_p \cdot x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot (a - \varphi \cdot h) \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_2)]. \quad (3)$$

Аналіз рівняння (3) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі і початкової кутової швидкості її відхилення, координат центру мас автомобіля і миттєвого центру обертання, кута бічного уводу коліс задньої осі, маси і моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий

центр обертання.

Друге диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши рівновагу автомобіля відносно точки Б (див. рис. 1), у вигляді

$$M_{J_{zp}} + R_{y1} \cdot L \cdot \cos(\omega + \delta_1) - P_{uj} \cdot b \cdot \cos \gamma \cdot \cos \psi - T_1 \cdot L \cdot \sin(\omega + \delta_1) = 0, \quad (4)$$

де R_{y1} - бічна реакція, що реалізовується на колесах передньої осі автомобіля;

$T_1 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{b + \varphi \cdot h}{L}$ - гальмівна сила, що реалізовується на передній осі автомобіля.

Після підстановки відповідних залежностей в рівняння (4) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} - \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{M}{J_{zp}} \cdot \frac{b \cdot y_p \cdot x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot (b + \varphi \cdot h) \cdot [\varphi \cdot \sin(\omega + \delta_1) - f \cdot \cos(\omega + \delta_1)]. \quad (5)$$

Аналіз рівняння (5) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення й початкової кутової швидкості відхилення, координат центру мас і миттєвого центру обертання автомобіля, кута бічного уводу коліс передньої осі, маси і моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання.

Третє диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши рівність суми проекцій усіх сил на вісь Х (див. рис. 1), у виді

$$\begin{aligned} & -R_{y1} \cdot \sin(\omega + \delta_1) - T_1 \cdot \cos(\omega + \delta_1) - F_w - P_{uj} \cdot \cos \psi \cdot \sin \gamma - \\ & -R_{y2} \cdot \sin(\omega + \delta_2) - T_2 \cdot \cos(\omega + \delta_2) + P_j = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де P_j - сила інерції автомобіля;

$$\sin \gamma = \frac{x_p}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}} \quad \text{- синус кута між проекцією відцентрової сили інерції на}$$

площину XOY та віссю Y.

Після підстановки відповідних залежностей в рівняння (6) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{x_p^2}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = j - g \cdot \left[\frac{b + \varphi \cdot h}{L} \cdot (f \cdot \sin(\omega + \delta_1) + \varphi \cdot \cos(\omega + \delta_1)) + \frac{a - \varphi \cdot h}{L} \cdot (f \cdot \sin(\omega + \delta_2) + \varphi \cdot \cos(\omega + \delta_2)) \right] - \frac{F_w}{M}, \quad (7)$$

де j - уповільнення автомобіля, що реалізовується, в даних умовах

гальмування;

$F_w = 0,5C_w \cdot \rho_b \cdot S_p \cdot g_a^2$ - сила аеродинамічного опору повітря, що залежить від коефіцієнта аеродинамічного опору автомобіля, густини повітря, площі лобового опору автомобіля та початкової швидкості гальмування.

Аналіз рівняння (7) показує, що кутова швидкість обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі автомобіля, кутів бічного уводу коліс передньої і задньої осей, координат центру мас автомобіля й миттєвого центру обертання, коефіцієнта зчеплення, що реалізовується, величини уповільнення, що реалізовується, аеродинамічних показників, маси і початкової швидкості гальмування автомобіля.

Четверте диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши рівність суми проекцій усіх сил на вісь Y (див. рис. 1), у вигляді

$$R_{y1} \cdot \cos(\omega + \delta_1) - T_1 \cdot \sin(\omega + \delta_1) + R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2) - T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) - P_{\psi} \cdot \cos \psi \cdot \cos \gamma = 0. \quad (8)$$

Після підстановки відповідних залежностей в рівняння (8) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{y_p \cdot x_p}{g \cdot \sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{b + \varphi \cdot h}{L} \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_1) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_1)] + \frac{a - \varphi \cdot h}{L} \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_2)] \quad (9)$$

Аналіз рівняння (9) показує, що кутова швидкість обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі автомобіля, кутів бічного уводу коліс передньої і задньої осей, координат центру мас автомобіля й миттєвого центру обертання, коефіцієнта зчеплення, що реалізовується.

Обґрунтування одержаних наукових результатів. Система диференціальних рівнянь, отримана з рівнянь (1), (3), (5), (7) і (9), є складною аналітичною залежністю, рішенням якої є закономірність зміни відхилення подовжньої осі автомобіля при екстреному гальмуванні автомобіля при даних вагових, конструктивних і аеродинамічних параметрах в даних умовах гальмування та при певному законі розподілу гальмівних сил між осями.

Визначивши $\left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2$ з диференціального рівняння (9) і підставивши по черзі в

(3), (5) і (7), вирішуючи спільно котрі, знаходимо параметри: $\frac{d^2\omega}{dt^2}$ - кутове уповільнення обертання подовжньої осі в горизонтальній площині автомобіля; x_p -

координату миттєвого центру обертання по осі X ; y_p - координату миттєвого центру обертання по осі Y ; z_p - координату миттєвого центру обертання по осі Z . Підставляючи знайдені аргументи в рівняння (1) і вирішуючи відносно ω , знаходимо шукану залежність зміни кута відхилення подовжньої осі автомобіля в горизонтальній площині.

Враховуючи, що кутова швидкість відхилення подовжньої осі автомобіля прямо пропорційна частоті відхилення, можна судити про вид кривої, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів. Аналіз системи диференціальних рівнянь показує, що рішенням у результаті є залежність, що описує криву у вигляді логарифмічного секанса. Обмежуючи її по координаті $[\omega] = 8^\circ$ та обертаючи, отриманий таким чином сектор навколо осі Z , перпендикулярної горизонтальній площині автомобіля, отримаємо деяку поверхню обертання, яка обмежуватиме зону безпеки водія й пасажирів: на горизонтальній проекції - у вигляді круга радіусом r і у вигляді "еліпса", - на фронтальній (відповідно на профільній) проекціях (див. рис. 1). При чому координати точок $X_{[\omega]} = Y_{[\omega]} = r$ і $Z_{[\omega]} = f([\omega])$ відповідають граничному значенню кута (частоти) відхилення подовжньої осі легкового автомобіля, обмеженому [3] (рис. 2).

Аналіз диференціального рівняння (1) показує, що розміри зони безпеки водія і пасажирів автомобіля під час експлуатації у випадках екстрених гальмувань залежать від координат центру мас і положення його миттєвого центру обертання, а також від коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Для забезпечення безпечного руху легкових автомобілів, гальмівні системи яких не обладнані АБС та які знаходяться в експлуатації, доцільним і технічно можливим є коригування порогу частоти (кута) відхилення подовжньої осі автомобіля коефіцієнтом β розподілу гальмівних сил між осями, тобто введенням в гальмівні контури регуляторів гальмівних сил між осями з прогресивною характеристикою.

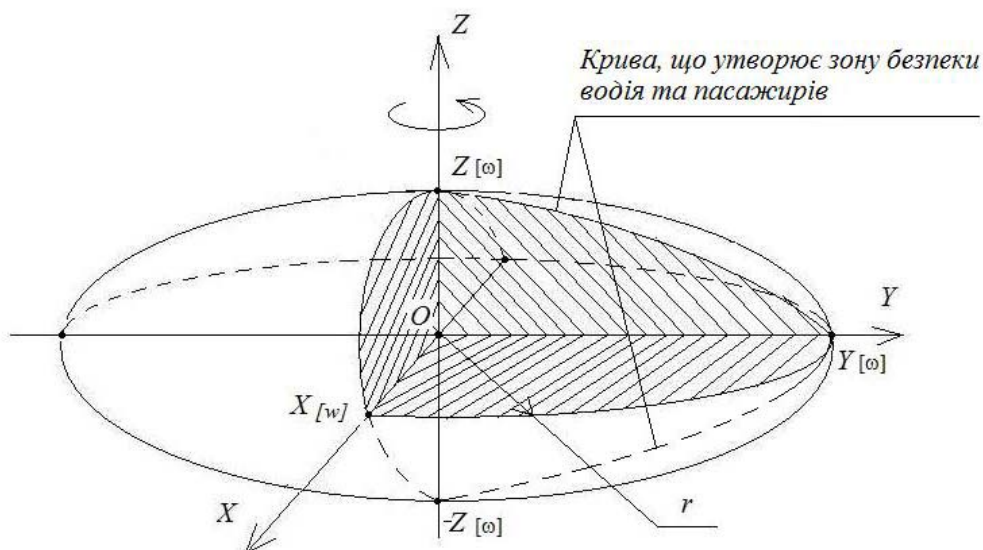


Рисунок 2 - Об'ємне зображення зони безпеки

Висновки

Отримано диференціальне рівняння динаміки відхилення подовжньої осі легкового автомобіля в горизонтальній площині в експлуатації при екстрених гальмуваннях, що враховує координати центру мас і миттєвого центру обертання, коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями. Вказані параметри впливають на розміри зони безпеки водія й пасажирів, яка в тривимірному просторі є поверхнею обертання, що утворюється при обертанні кривою логарифмічного секанса, навколо деякої прямої, що проходить через точку граничного значення кута відхилення подовжньої осі автомобіля.

Перспективами подальших наукових досліджень в даному напрямку є аналіз динаміки відхилення осі автомобіля в його подовжній та поперечній площинах.

Для забезпечення безпечного руху легкових автомобілів в умовах екстрених гальмувань в експлуатації технічно можливим є коригування величини кута відхилення подовжньої осі (порогу частоти коливань) автомобіля коефіцієнтом β розподілу гальмівних сил між осями (законом розподілу гальмівних сил). Це можливо при введенні в гальмівні контури легкових автомобілів регуляторів гальмівних сил між осями з прогресивною характеристикою, що забезпечують граничне значення гальмівної сили на колесах, відповідне їх вертикальним реакціям.

Список літератури: 1. *Гуревич Л.В.* Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. - М.: Транспорт, 1978. - 152 с. 2. Тормозные свойства автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 22895-77. - [Введен с 1981-01-01]. - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 15 с. 3. Правила дорожного движения: введены в действие с 1 мая 1994 г. / Научно-исследовательский центр безопасности дорожного движения МВД Украины и ГУГАИ МВД Украины. - К.: Издательский Дом Третий Рим, 2007. - 48 с. - (Извлечения из нормативных документов и актов Украины, действующих в сфере дорожного движения) 4. Охрана труда на автотранспортных предприятиях: справочник / [Салов А.И., Дудлер Г.Б., Розен З.В. и др.]; под ред. А.И. Салова.- М.: Транспорт, 1976.- 248 с. 5. *Подригало М.А.* Повышение безопасности эксплуатации легковых автомобилей после ремонта: [Сборник научных трудов] / М.А. Подригало, В.И. Назаров. // - Вестник НТУ «ХПИ».- 2010.- №1.- с. 86-95. - (Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»).